

УДК 621.226

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ФАКТОРИ ПІДВИЩЕННЯ СКЛАДАЄМОСТІ ВАЛЬНИЦЬ КОЧЕННЯ У МАШИНОБУДІВНИХ ВИРОБАХ

Г. О. Іванов, кандидат технічних наук, доцент
Миколаївський національний аграрний університет

А. П. Мартинов, кандидат технічних наук,
Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ

П. М. Полянський, кандидат економічних наук, доцент
Миколаївський національний аграрний університет

Досліджено фактори, що забезпечують якість виготовлення складаних одиниць з вальницями кочення з порівнянням різних методик призначення посадок в корпуси. Показано, що для циркуляційно навантажених кілець підшипників замість інтенсивності навантаження основним при виборі оптимальної посадки слід вважати співвідношення робочого навантаження та динамічної вантажопідйомності. Для підвищення складаємості роз'ємних корпусів розраховано найкращі варіанти полів допусків отворів.

Ключевые слова: вальниця кочення, складаємість з'єднання, інтенсивність навантаження, роз'ємний корпус, поля допусків, технологічна спадковість.

У процесі виготовлення будь-якого виробу за всіх типів виробництва вирішується завдання забезпечення його складаємості із забезпеченням відповідного виду взаємозамінності. У спеціальній технічній літературі широко використовується термін «оброблюваність» деталі, під якою розуміють здатність матеріалів піддаватися оброблянню різанням або, інакше, комплекс властивостей матеріалів, що забезпечують при їх обробленні різанням досягнення оптимальних значень основних технологічних показників (швидкість різання, якість поверхні, сили різання тощо) [1].

Аналогічно цьому під складаємістю виробу слід розуміти властивість конструкції, процесів виготовлення та складання

забезпечувати необхідні показники точності з'єднань за оптимальних витрат [2]. Незважаючи на те, що складанні одиниці зі стандартними вальницями кочення (загальні технічні умови - за ДСТУ ГОСТ 520-2003) є найбільш поширеними у машинобудівних виробках незалежно від їх серійності, їх складаємість досліджена недостатньо – комплексні дослідження проведені лише стосовно радіальних дворядних роликотідшипників типу 3182100 (ГОСТ 7634 -75) з конічним отвором, при установці яких радіальний зазор у підшипнику регулюється шляхом осевого переміщення внутрішнього кільця відносно конічної шийки шпинделя [3, 4].

Метою даної роботи є дослідження загальних факторів, що забезпечують точність складаних одиниць з вальницями кочення з досягненням при цьому потрібного характеру спряження їхніх кілець з поверхнями валу та отвору.

Проблема забезпечення складаємості є комплексною і включає, передусім, питання призначення оптимальних допусків, граничних відхилів і посадок при проектуванні.

Посадки вальниці кочення на вал і в корпус мають вибиратись з врахуванням типу і розміру вальниці, умов її експлуатації, значення і характеру навантажень, що діють на нього, але, перш за все, як відомо, виду навантаження кілець: місцеве, циркуляційне чи коливальне.

Згідно з найбільш поширеним серед практиків довідником [5], а також усіх без винятку підручників і навчальних посібників посадка циркуляційно навантаженого кільця вальниці визначається за так званою інтенсивністю радіального навантаження, що вираховується шляхом перемноження відношення радіальної реакції опори R до робочої ширини спряження кільця $(B-2r)$ (B – ширина вальниці, r – радіус закруглення фаски кільця) на низку з трьох коефіцієнтів, а саме:

k_1 – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від навантаження (за перевантаження до 150%, помірних поштовхах і вібрації $k_1 = 1$, за перевантаження до 300%, сильних поштовхах і вібраціях $k_1 = 1,8$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує ступінь послаблення посадкового натягу в разі порожнистого валу і тонкостінного корпуса

(для порожнистого вала $k_2=1-3$; для суцільного – $k_2=1$, для корпуса $k_2=1-1,8$);

k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження F між рядами роликів у дворядних конічних роликівих вальницях чи між подвоєними кульковими вальницями за наявності осьового навантаження на опору ($k_3=1-2$; за відсутності осьового навантаження $k_3=1$).

Для вибору місцево навантажених кілець у згаданих джерелах наведено поля допусків отворів і валів залежно від типу вальниці, умов роботи і характеру навантаження.

Ця методика і величини коефіцієнтів наводяться з посиланням на публікації 1948 - 1956 р.р. без будь-яких доказів.

Натомість, як відомо, чинним в Україні є ГОСТ 3325-85, де наведені не тільки методологічні основи призначення посадок кілець вальниць, а також докладні таблиці для їх вибору з урахуванням, перш за все, режиму її роботи (залежно від співвідношення діючого радіального навантаження та динамічної вантажопідйомності вальниці), виду розглянутого вище навантаження, типу та діаметру вальниці і навіть з численними прикладами машин і складаних одиниць.

До речі, з посиланням на цей стандарт в [5] наведено укладену таблицю з простим переліком рекомендованих полів допусків і посадок кілець різних типів вальниць залежно тільки від виду навантаження, але без прикладів обґрунтованого підбору посадок.

Порівняльний аналіз обох методик призначення розглядуваних посадок чи полів допусків показує наступні їх відмінності.

У таблицях для вибору посадок кілець з циркуляційним навантаженням за методикою [5] відсутні деякі поля допусків валів, а саме r_6 , r_6 , r_7 , що рекомендуються ГОСТ 3325-85 для численного класу машин та агрегатів, працюючих у важких умовах та полів допусків з основним відхилом h , передбачених стандартом для прецизійних машин (гідромотори, малогабаритні електромашини, внутрішліфувальні шпинделі та ін.) і вальниць на закріплювальних втулках (ГОСТ 8545-75).

Для місцево навантажених кілець зазвичай потрібні посадки із зазором або перехідні з більшою ймовірністю зазору

– за такої посадки кільце під дією пускового моменту, поштовхів і вібрацій час від часу прокручується відносно спряженої поверхні, завдяки чому забезпечується рівномірне спрацювання доріжки кочення і можливість осевого переміщення з компенсацією таким чином температурних деформацій.

Для вибору посадок таких кілець ГОСТ 3325-85, на відміну від матеріалів в [5], наведено конкретні посадки, звичайно, з урахуванням потрібного класу точності вальниці і режиму роботи відповідної машини.

Але найгіршим у методиці вибору згідно з праці [5] й іншими вищенаведеними джерелами є те, що вони не враховують особливості виготовлення та складання одиниць з роз'ємними корпусами. Як свідчить досвід машинобудування, номінальна (розрахункова) довговічність з'єднань з вальницями кочення в реальних умовах може набагато знижуватися через деформації кілець вальниць, недостатню площу прилягання їх до поверхонь (менше 70...75 %) через необґрунтоване призначення технічних вимог до точності з'єднань і поверхонь з'єднаних деталей, а також деформації обох частин корпуса після оброблення площин роз'єму та отворів (тут після попереднього їх складання). Останнє зумовлене технологічною спадковістю, пов'язаною з деформаціями, які виникають при оброблянні деталей [6], особливо отворів нежорстких (якими є корпусні деталі), через перерозподіл внутрішніх залишкових напружень в товщі металу [7].

Для мінімізації цього явища при виготовленні і складанні роз'ємних корпусів виконують ряд заходів, спрямованих на забезпечення якості розглядуваних складаних одиниць. Так, наприклад, зміщення ℓ осі отвору відносно площини роз'єму обмежують допусками (рис. 1, а), а перед установкою крупних вальниць в напівотвори припасовують його посадкові поверхні на ділянках, прилеглих до площини роз'єму, виконуючи так званій розвал, розміри якого регламентовані спеціальним нормативним документом залежно від габаритів отвору (рис. 1, б). Неважко побачити з рис. 1, а, що умову складаємості зовнішнього кільця вальниці з напівотвором можна виразити умовою:

$$2\sqrt{\frac{D_0^2}{4} - e^2} \geq D_i,$$

де D_i і D_0 – дійсні діаметри зовнішнього кільця відповідно вальниці і отвору корпусу.

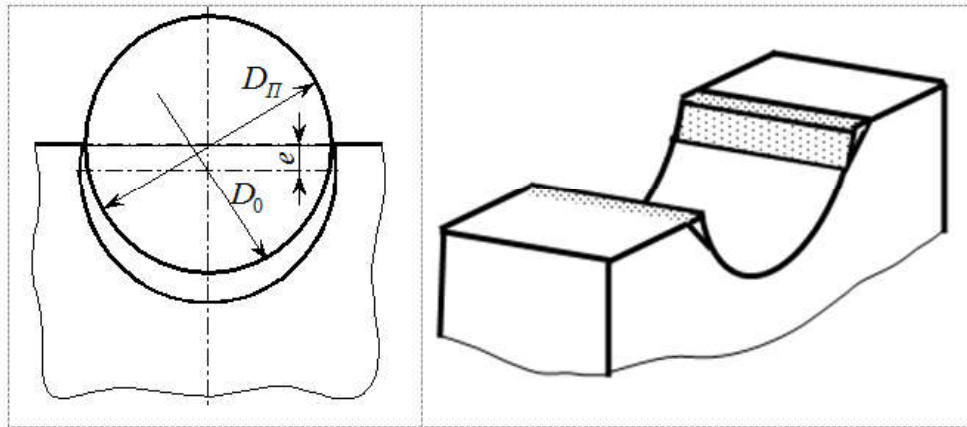


Рис. 1. Схема установки зовнішнього кільця вальниці в напівотвір корпусу (а) та припасування поверхонь (б)

Після нескладних розрахунків одержуємо, що теоретично складаємість забезпечується за умови [6], що

$$e \leq \frac{1}{2} \sqrt{D(ES_0 - \Delta D_m)}.$$

Тут D – номінальний діаметр з'єднання; ΔD_m і ES_0 – відповідно нижній відхил зовнішнього діаметра кільця вальниці і верхній відхил отвору корпусу.

Розрахунки з урахуванням ГОСТ 25346-82 (приймалися б і 7 квалітети для отворів) і ГОСТ 3325-85 показали, що, наприклад, для діапазону діаметрів 100...500 мм, найбільш поширеного у крупних редукторах, допустима величина зміщення осі отвору відносно площини роз'єму корпусу складає 1...4 мм [7], що з урахуванням економічно досяжної точності вивірювання борштанги розточувальних верстатів практично не обмежує складаємості вузла вальниці.

Щоб гарантувати зазор у з'єднаннях зовнішніх місцево навантажених кілець вальниці в отворах роз'ємних корпусів

відповідно до ГОСТ 3325-85 рекомендується призначати поля допусків $H6$, $H7$, $G6$, $G7$ незалежно від типу вальниці, габаритів і умов експлуатації. Схема розташування полів допусків з'єднань зовнішнього кільця вальниці згідно з рекомендованими варіантами наведена на рис. 2.

Зауважимо, що поля допусків $JS7$, $K7$ і $M7$, які наведені серед інших в таблицях [5] та інших вищезгаданих джерелах, для отворів тут взагалі недопустимі, бо, по-перше, з полями допусків кілець 10 , 16 тощо вони дадуть, перехідні (а не з зазором!) посадки, а по-друге, не враховують описані виробничі явища технологічної спадковості.

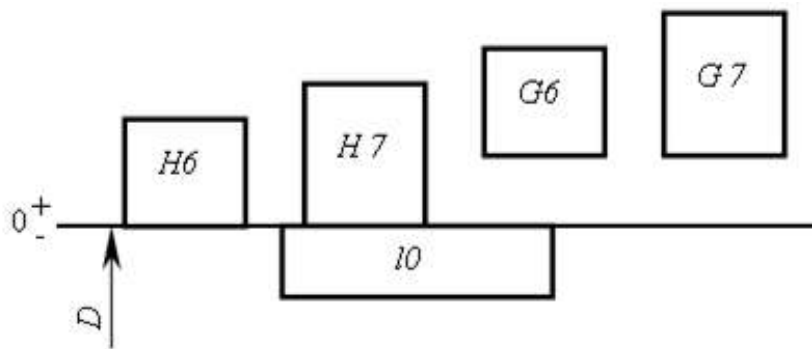


Рис. 2. Схема розташування полів допусків зовнішнього кільця вальниці (10) і отвору ($H6$, $H7$, $G6$, $G7$) в корпусі

Як показує виробничий досвід, на діаметри отворів роз'ємних корпусів призначаються поля допусків з основним відхилом H . Це, на наш погляд, пояснюється звичним традиційним принципом призначення полів допусків на розміри усіх внутрішніх поверхонь в "тіло" деталі, тобто в даному випадку в "плюс" від нульової лінії, що технологічно раціонально.

Незважаючи на це, не завжди якість складання, особливо крупних роз'ємних корпусів, відповідає необхідним нормам. Виробничі спостереження показали, що частенько для установки вальниць при припасуванні доводиться знімати шар у 2...3 рази більший за нормований.

Проведені розрахунки середніх зазорів у з'єднаннях у разі використання полів допусків отвору $H6$, $H7$, з одного боку, і полів допусків $G6$, $G7$, з другого боку, (за схемою рис. 2) показали, що в останньому випадку величина зазору в з'єднаннях з номінальними діаметрами 100...500 мм більше в 1,2...1,7 разів [7].

Принагідно зауважити, що у разі призначення на отвори таких корпусів полів допусків *H6*, *H7* та характерної через психологічний чинник оператора від'ємної асиметрії при оброблянні отвору за методом пробних проходів, зазори в з'єднаннях (особливо з урахуванням відхилів форми і розташування спряжуваних поверхонь) взагалі близькі до 0, а в деяких випадках (при несприятливому підсумовуванні відхилів поверхонь в процесі складання) замість необхідних для експлуатації зазорів в таких з'єднаннях фактично може утворюватись навіть натяг.

Висновки. При проектуванні складаних одиниць з вальницями кочення посадки циркуляційно навантажених кілець потрібно призначати з урахуванням співвідношення величини навантаження та динамічної вантажопідйомності.

На діаметри отворів роз'ємних корпусів під зовнішні кільця з місцевим навантаженням доцільно призначати поля допусків *H6*, *H7*, *G6*, *G7*, а в крупних складаних одиницях - поля допусків *G6*, *G7*, що дозволить створити зазор в з'єднанні із кільцем, а значить – можливість періодичного повертання останнього в процесі експлуатації вузла вальниці і зниження нерівномірності зносу доріжок кочення і пов'язаного з цим підвищення довговічності складаних одиниць з вальницями кочення.

Список використаних джерел:

1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Суслова, А. Г. Косиловой, Р. К. – Мещерякова 5-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2003, – 934 с. ISBN 5-94275-015-7.
2. Мартинов А. П. Складаємість з'єднань в машинобудівних виробках з врахуванням стандартів GPS / А. П. Мартинов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. пр. – Краматорськ, 2012. – Вип. 30. – С.279-285.
3. Блаер И.Л. Метод устранения перекосов беговой дорожки роликоподшипников/ Блаер И.Л. // Вестник машиностроения. – 2005. – №11. – С.8-11.
4. Мартынов А. П. Исследования собираемости крупных шпиндельных узлов с подшипниками качения / А. П. Мартынов, О.Ф., Бабин, И.С. Коваленко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук. пр. – Краматорськ. – 2009. – Вип. 24. – С.142-152
5. Палей М.А. Допуски и посадки : Справочник. / Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. // СПб.: Политехника, 2001. – 576с. ISBN 5-7325-0514-8.
6. Іванов Г.О. Дослідження процесу високопродуктивного шліфування деталей сільськогосподарських машин / Г.О. Іванов, В.В. Дитинченко, В.В. Кушнар'єв // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв, 1998. – Вип. 2. – С. 123- 129.

7. Гинкул С. П. Оптимальная последовательность операций механической обработки корпусных деталей / С.П. Гинкул // Судостроительная промышленность. Технология и организация производства судового машиностроения. – 1986. – С. 31–37.
8. Polyanskiy Pavlo Mykolayovich. Order of dependent admittance calculation / P.M. Polyanskiy // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – 2015. – Вип. 2. Том 1. Ч. 2. – С. 169–178.

Г. А. Иванов, А. П. Мартынов, П. Н. Полянский. Конструктивно-технологические факторы повышения собираемости подшипников качения в машиностроительных изделиях

Исследованы факторы, обеспечивающие качество изготовления составления единиц с подшипниками качения со сравнением различных методик назначения посадок в корпуса. Показано, что для циркуляционно нагруженных колец подшипников вместо интенсивности нагрузки основным при выборе оптимальной посадки следует считать соотношение рабочей нагрузки и динамической грузоподъемности. Для повышения собираемости разъемных корпусов рассчитаны лучшие варианты полей допусков отверстий.

Ключевые слова: подшипник качения, собираемость соединения, интенсивность нагрузки, разъемный корпус, поля допусков, технологическая наследственность.

A. Martynov, G.Ivanov, P. Polianskiy. Constructive-technological factors increasing collection of rolling bearings in engineering products.

The factors that ensure the quality of manufacturing assemblies with bearings with a comparison of different methods destination landings in the case. It is shown that the circulation loaded rings instead of the intensity of loading at the main selection of the optimal planting should be considered as the ratio of work load and dynamic load. The best options fields tolerance holes that improve the collection of the product are designed for planting the outer rings of rolling bearings in housings

Keywords: rolling bearing, connection storage, load intensity, split housing, tolerance fields, technological heredity.